

Рисунок 4 – Зависимость максимальной удельной нагрузки от угла контакта для вала массой 4 тонны

#### ЛИТЕРАТУРА

1. Голубец В.М., Чернец М.В. Метод расчета долговечности опор скольжения турбобура ЗТСШ1-195ТЛ // ФХММ, 1992, №2. – с.95-98.
2. Когаев В.П., Дроздов Ю.Н. Прочность и износостойкость деталей машин: Учеб. пособие для машиностр. спец. вузов. – М.: Высш. шк., 1991. – 319с.
3. Эйдлин И.Я. Бумагоделательные и отделочные машины. Изд 3-е испр. и доп. – М.: «Лесная промышленность», 1970. – с.624

УДК 621.833.62-192

*Жмайлик В.А., Захарик А.М., Захарик Ал.М., Гоман А.М.,  
Солитерман Ю.Л., Комиссаров В.В., Сосновский Л.А.*

### **АНАЛИЗ ПРОЧНОСТНОЙ НАДЕЖНОСТИ ШЕСТЕРЕН ГЛАВНОЙ ПАРЫ ВЕДУЩЕГО МОСТА АВТОМОБИЛЕЙ СЕМЕЙСТВА МАЗ-5440**

*ПО «ГОМСЕЛЬМАШ» Гомель, Беларусь,  
РУП МАЗ, Минск, Беларусь  
РНУ ОИМ НАН Б, Минск, Беларусь*

*Белорусский государственный университет транспорта, Гомель, Беларусь*

В рамках Государственной программы прикладных исследований (ГППИ) «Создание новых компонентов машин и оборудования для машиностроительного комплекса Республики Беларусь» в 2004 – 2005 гг. был выполнен комплекс теоретических и экспериментальных исследований, главной задачей которых являлось прогнозирование надежности и долговечности зубчатых зацеплений, а также определения сопротивления материалов зубчатых колес контактной и изгибной усталости. Решение поставленной задачи возможно с использованием (1) метода стендовых и натурных испытаний, (2) метода расчетно-экспериментальной оценки долговечности зубчатых зацеплений, (3) метода ускоренных испытаний малоразмерных моделей зубчатого зацепления. Разработка и апробация предложенных методов была выполнена применительно к шестерням главной пары ведущего моста МАЗ-5440.

Данная статья посвящена описанию результатов выполненных исследований.

### 1 Метод стендовых и натуральных испытаний

Испытания шестерен главной пары ведущего моста МАЗ-5440 с триботехнической обработкой зубьев были проведены на стенде С-315 (см. рисунок 1).

Конструкция стенда представляет собой замкнутый контур, образуемый двумя испытываемыми мостами, главным редуктором и боковыми редукторами, соединенными между собой валами. Привод стенда осуществляется от электродвигателя и коробки передач. Нагружение замкнутого контура производится специальным нагрузителем планетарного типа с передаточным числом  $U_0 = 1000$ . Нагрузитель позволяет изменить нагрузку в замкнутом контуре в процессе работы стенда.

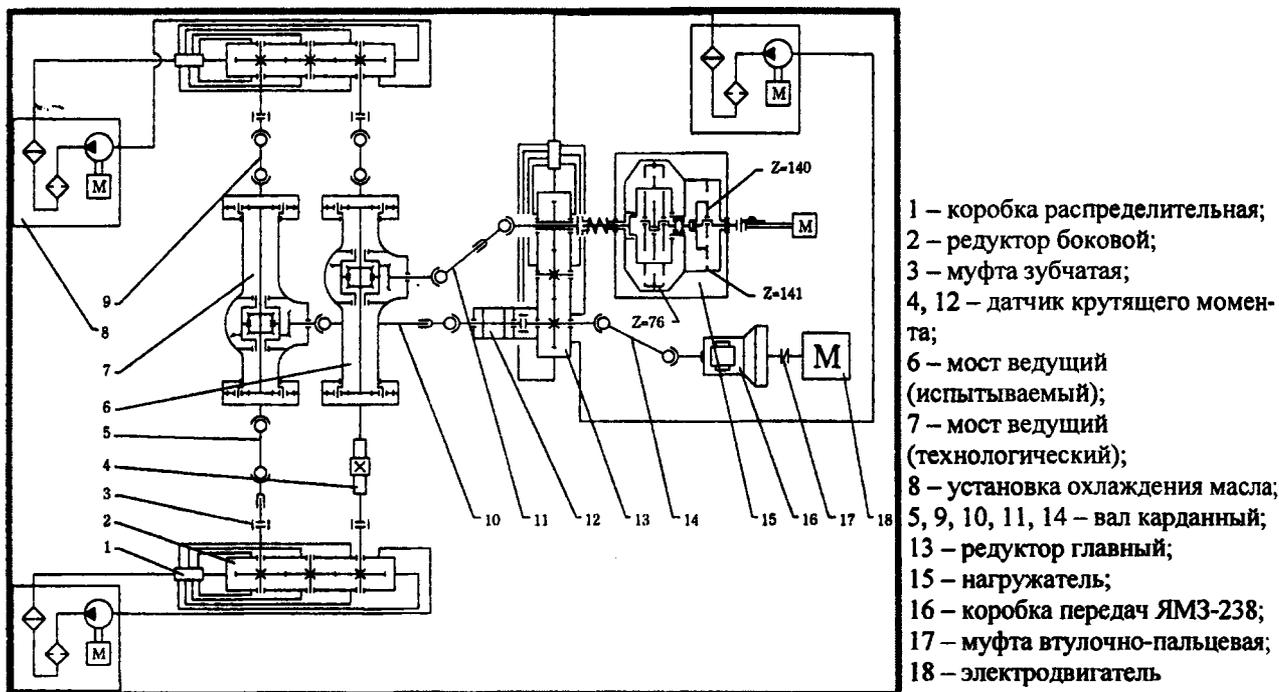


Рисунок 1 – Кинематическая схема стенда С-315:

Испытания проводились при нагружении постоянным крутящим моментом. Величина входного крутящего момента на карданном валу  $M_c = 3200$  Н·м. Частота вращения входного вала моста  $n_{cm} = 507$  мин<sup>-1</sup>.

В результате проведенного испытания было установлено, что при наработке 970 часов работоспособность шестерен главной пары сохранилась.

Испытания мостов на стенде, как было отмечено, проводятся при постоянном крутящем моменте, поэтому для учета различия в нагруженности мостов в эксплуатации и на стенде определяется степень форсирования испытаний. С этой целью определяется величина постоянного крутящего момента, эквивалентного переменным крутящим моментам в реальных условиях эксплуатации.

$$M_{\text{эkv}} = m \sqrt{\frac{\sum M_{\text{KPI}}^m P_i}{\sum P_i}}, \quad (1)$$

Где  $P_i$  – разрядная частота;  $M_{\text{KPI}}$  – среднее значение крутящего момента в разряде, Н·м;  $m$  – показатель наклона левой ветви кривой контактной усталости ( $m = 3$  [1]).

С целью определения эквивалентного крутящего момента были проведены натурные испытания, в процессе которых нагрузочный режим записывался по маршрутам движения в соответствии с рекомендациями, изложенными в программе-методике исследования эксплуатационной нагруженности ведущих мостов ГНТП И 05808729.84-02. Согласно данной методике запись нагрузочных режимов трансмиссии выполнялась при движении по «Минскому кольцу» (испытательный этап № 1; протяженность 29,8 км).

Согласно проведенному расчету значение эквивалентного крутящего момента на карданном валу составило  $M_{экс} = 1086,9$  Н·м.

Тогда коэффициент форсирования испытаний будет

$$K_{\phi} = \left( \frac{M_c}{M_{экс}} \right)^m = \left( \frac{3200}{1086,9} \right)^3 = 25,52. \quad (2)$$

Расчетное значение соответствия одного часа испытаний моста на стенде эксплуатационному пробегу автомобиля в км определяется по формуле

$$L = \frac{0,377 \cdot r_k \cdot n_{см} \cdot K_{\phi}}{U_0} = \frac{0,377 \cdot 0,547 \cdot 507 \cdot 25,52}{3,45} = 773,4 \text{ км}, \quad (3)$$

где  $r_k$  – кинематический радиус колеса.

Таким образом, с учетом наработки моста на стенде 970 часов, эквивалентный пробег моста в эксплуатации составляет не менее 750 тыс. км.

## 2 Расчетный метод

Согласно разработанной в ОИМ НАН Б методике расчетного прогнозирования надежности зубчатых колес трансмиссий [1], по отношению к зубчатым колесам выполняются два вида проверочного расчета: на выносливость и на прочность. В каждом из этих расчетов рассматриваются два вида напряженного состояния зубьев: контактная напряженность активных поверхностей и напряженность при изгибе.

Общая последовательность расчета зубчатых колес состоит из трех этапов.

На первом этапе определяется расчетное контактное  $\Pi_H$  (изгибное  $\sigma_F$ ) напряжение и предельное контактное  $\Pi_{HPO}$  (изгибное  $\sigma_{FPO}$ ) напряжение при базовом числе циклов. Затем производят сопоставление этих величин. Если  $\Pi_H \geq 0,9 \Pi_{HPO}$  ( $\sigma_F \geq 0,9 \sigma_{FPO}$ ), то выполняются второй и третий этапы, а если  $\Pi_H < 0,9 \Pi_{HPO}$  ( $\sigma_F < 0,9 \sigma_{FPO}$ ), то расчет заканчивается первым этапом.

На втором этапе определяется требуемый ресурс контактной  $R_{1H}$  (изгибной  $R_{1F}$ ) выносливости зубчатого колеса, т. е. ресурс, который расходуется за 1 ч работы машины или за 1 км пробега. Затем находят общий ресурс контактной  $R_{Hlim}$  (изгибной  $R_{Flim}$ ) выносливости, которым располагает зубчатое колесо.

На третьем этапе определяется число часов работы  $H_H$  ( $H_F$ ) или пробег  $L_H$  ( $L_F$ ) машины до появления прогрессирующего выкрашивания активных поверхностей зубьев.

Расчет долговечности конической передачи заднего моста по разработанной в ОИМ НАН Б методике прогнозирования надежности был проведен по представленным РУП МАЗ результатам эксплуатационных испытаний автомобиля на асфальтовых дорогах. Основные результаты проведенного расчета представлены в таблице 1.

Таблица 1. Результаты расчетного прогнозирования долговечности конической передачи

Прогнозируемые параметры	Шестерня	Колесо
Минимальный ресурс по изгибу, км	3 421 000	2 508 000
Минимальный ресурс по контакту, км	8 494 000	11 477 000
95% ресурс по изгибу, км	11 600 000	8 503 000
95% ресурс по контакту, км	15 009 000	19 657 000

Анализ полученных данных показывает, что минимальный ресурс, который может обеспечить зубчатое зацепление по критерию изгибной усталости, составляет  $\approx 2 500$  тыс. км, а по критерию контактной усталости –  $\approx 8 500$  тыс. км.

Таким образом, эксплуатационная долговечность, полученная при стендовых испытаниях, в 2,5 раза меньше минимально ресурса по критерию изгибной усталости, полученного по результатам расчета. Это связано с тем, что стендовые испытания были завершены при

наработке 970 часов ( $\approx 40$  суток), при этом работоспособность шестерен главной пары сохранилась.

Результаты расчета долговечности конической передачи заднего моста в условиях стендовых испытаний представлены в таблице 2.

Таблица 2 – Результаты расчета конической передачи заднего моста в условиях стендовых испытаний

Характеристики	Обозначение	Шестерня	Колесо
Расчетное напряжение изгиба, МПа	$Y_f$	342	359
Расчетное контактное напряжение, МПа	$P_H$	13,54	
Ориентировочная долговечность, час	$T$	1000	
Число циклов нагружения зубьев	$N_E$	$30,42 \cdot 10^6$	$24,13 \cdot 10^6$
Предел ограниченной изгибной выносливости, МПа	$Y_{FPO}$	480	
Предел ограниченной контактной выносливости, МПа	$\Pi_{HPO}$	17,86	
Базовое число циклов по изгибной выносливости	$N_{FO}$	$4 \cdot 10^6$	
Базовое число циклов по контактной выносливости	$N_{HO}$	$1,2 \cdot 10^8$	

Расчетная долговечность в условиях стендовых испытаний определяется по формуле

$$T_p = T \cdot \left( \frac{\Pi_{HHP}}{\Pi_H} \right)^{mH}, \quad (4)$$

где  $\Pi_{HHP}$  – предел длительной контактной выносливости (допускаемое напряжение);  $mH$  – показатель наклона левой ветви кривой контактной усталости ( $mH = 3$  [1]).

Предел длительной контактной выносливости, соответствующий числу циклов нагружения зубьев шестерни будет:

$$\Pi_{HHP} = \Pi_{HPO} \cdot K_{HL} = \Pi_{HPO} \cdot mH \sqrt{\frac{N_{HO}}{N_{HE}}} = 17,86 \cdot 3 \sqrt{\frac{1,2 \cdot 10^8}{3042 \cdot 10^6}} = 2822 \text{ МПа}. \quad (5)$$

Тогда расчетная долговечность по контактной выносливости зубьев шестерни в условиях стендовых испытаний

$$T_p = 1000 \cdot \left( \frac{28,22}{13,54} \right)^3 \approx 9054 \text{ часа},$$

что в перерасчете на километры пробега будет примерно 7 000 тыс. км.

Как видно, различие долговечности, определенной по результатам стендовых и натурных испытаний, составляет примерно 20%.

### 3 Метод ускоренных испытаний малоразмерных моделей

Модель зубчатого зацепления и метод совмещенных испытаний зубчатых зацеплений описаны в работах [8, 9, 10]. Главная особенность данного подхода состоит в том, что для экспериментального определения сопротивления как изгибной, так и контактной усталости используется единая модель зубчатого зацепления (рисунок 2).

По разработанной методике были проведены испытания серии моделей зубчатого зацепления из стали 20ХН3А на механическую и контактную усталость. Испытания проводили на машине СИ-03М при частоте 50 Гц [2]. Смазка – редукторное масло ТИ5-2.

Для ускоренной экспериментальной оценки значений параметров функции распределения предела выносливости  $y$  и предела контактной выносливости  $p$ , исследуемой стали испытания осуществляли по методу «вверх – вниз» [4].

Сводка полученных результатов приведена в таблице 3.

Таблица 3 – Значения параметров функции распределения пределов изгибной и контактной усталости моделей зубчатого зацепления

Характеристика свойств	Изгибная усталость	Контактная усталость
Среднее значение пределов выносливости, МПа	$\bar{\sigma}_{-1} = 855$	$\bar{P}_f = 5140$
Среднее квадратическое отклонение, МПа	$S_{\bar{\sigma}_{-1}} = 70,554$	$S_{\bar{P}_f} = 61,236$
Коэффициент вариации, –	$X_{\sigma_{-1}} = 0,083$	$X_{P_f} = 0,012$

В первом приближении будем считать, что результаты стендовых испытаний зубчатых колес, изготовленных из стали 20ХН3А, могут быть использованы как типовые, которые в известной мере характеризуют работу зубчатых колес из этой стали. Для рассматриваемой марки стали [1]: медианный предел выносливости по изгибу  $\sigma_{Flim} = 444$  МПа; медианный предел выносливости по контакту  $\sigma_{Hlim} = 106$  МПа; коэффициент вариации предела выносливости по изгибу  $v_F = 0,07\epsilon$ ; коэффициент вариации предела выносливости по контакту  $v_H = 0,11$ .

При переходе от характеристик сопротивления усталости моделей зубчатых зацеплений (см. таблицу 3) к оценке предела выносливости натуре (детали) ( $\sigma_{-1d}$ ) возникает необходимость учета влияния таких важных факторов как уровень концентрации напряжений, размеры испытываемых объектов, шероховатость поверхности и др. Учитывая это, оценку предела выносливости натурной детали выполняют по эмпирическому соотношению [4]

$$\bar{\sigma}_{-1d} = \frac{\bar{\sigma}_{-1}}{K_0}, \text{ где } K_0 = \left( \frac{K_\sigma}{K_D} + \frac{1}{K_F} - 1 \right) \frac{1}{K_v K_A} \quad (6)$$

Здесь  $\sigma_{-1}$  – предел выносливости при изгибе с вращением полированных образцов металла диаметром  $d = 10$  мм;  $\sigma_{-1d}$  – предел выносливости натуре;  $K_0 \geq 1$  – коэффициент снижения предела выносливости;  $K_\sigma$  – эффективный коэффициент концентрации напряжений;  $K_D$  – коэффициент влияния абсолютных размеров поперечного сечения;  $K_F$  – коэффициент влияния шероховатости поверхности;  $K_A$  – коэффициент влияния анизотропии свойств;  $K_v$  – коэффициент влияния поверхностного упрочнения.

Значения рассматриваемых коэффициентов определяли по справочным данным, приведенным в [4, 5, 6]. Тогда

$$K_0 = \left( \frac{1,95}{0,9} + \frac{1}{0,97} - 1 \right) \frac{1}{1,2 \cdot 0,9} = 1,88, \text{ а } \bar{\sigma}_{-1d} = \frac{855}{1,88} = 454,8 \text{ МПа}, \quad (7)$$

Принимая коэффициент вариации предела выносливости материала зубчатого колеса  $v_\sigma = 0,083$  (такой же, как и у предела выносливости модели), можно построить эмпирическую функцию его распределения (рисунок 3). Сравнивая средние значения  $\bar{\sigma}_{-1d}$  и  $\bar{\sigma}_{Flim}$ , устанавливаем, что они различаются примерно на 3%, что вполне приемлемо для практических целей. Таким образом, практически имеем равенство  $\bar{\sigma}_{-1d} = \bar{\sigma}_{Flim}$ .

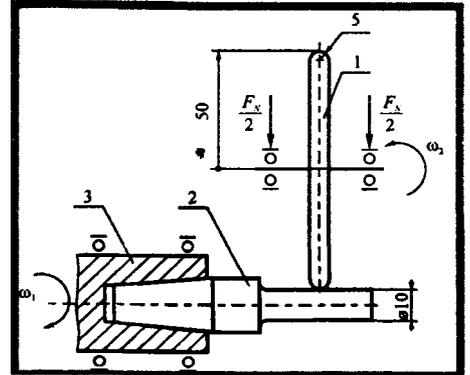
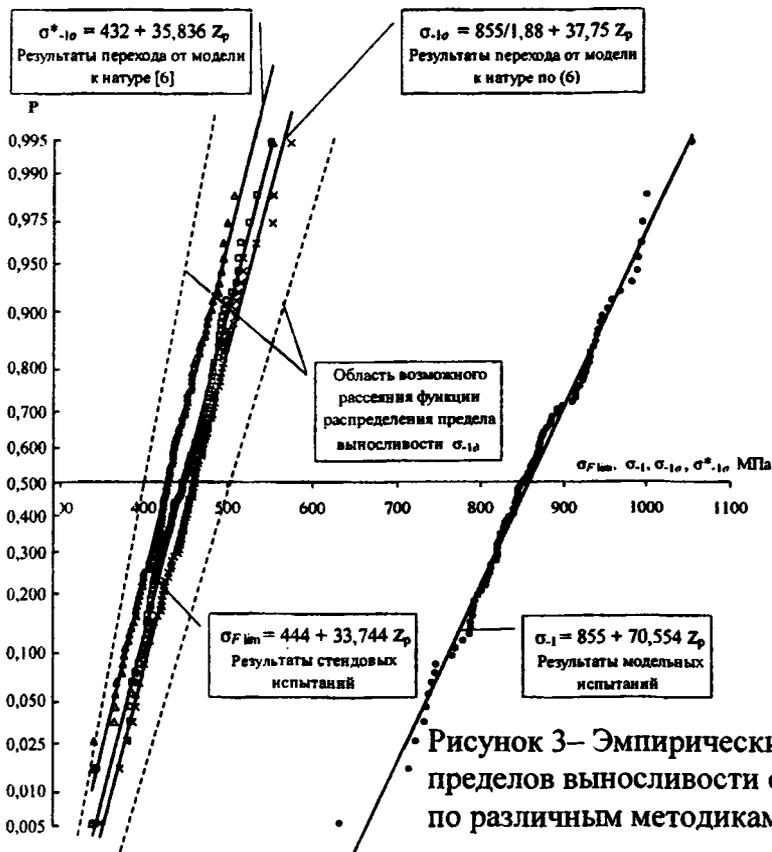


Рисунок 2 – Испытательная схема для модели зубчатых зацеплений: 1 – контрообразец, 2 – образец, 3 – шпиндель испытательной установки



Так как коэффициенты, входящие в формулу для определения  $K_0$ , имеют рассеяние своих значений, то и определяемый по формуле (6) предел выносливости  $\sigma_{-10}$  обнаруживает рассеяние. Область возможного рассеяния его функции распределения изображена на рисунке 3 штриховыми линиями.

Переход от  $\sigma_{-1}$  к  $\sigma_{-1lim}$  можно выполнить также, используя один из статистических критериев подобия усталостного разрушения [6]. Расчеты показали, что с использованием данного критерия погрешность оценки предела выносливости составляет порядка 3 %. Задаясь коэффициентом вариации предела выносливости можно построить его функцию распределения (рисунок 3).

Особенность анализа сопротивления контактной усталости модели и природы состоит в том, что модельные испытания проведены на базе  $2 \cdot 10^7$  циклов, тогда как испытания природы имеет базу  $1,2 \cdot 10^8$  циклов ( $\sigma_{Hlim} = 106$  МПа), т. е. практически на порядок выше [1]. Рисунок 4 иллюстрирует описанную ситуацию. Здесь приведена кривая контактной усталости, построенная по результатам форсированных испытаний, для которой за критерий предельного состояния принималась величина сближения осей образца и контробразца  $\delta_c$ , равная 100 мкм. Видно, что предел контактной усталости ( $p_f = 5140$  МПа), полученный при данных испытаниях, практически в 5 раз больше соответствующего значения, полученного при стендовых испытаниях.

Если на основании полученных данных провести экстраполяцию на базу  $1,2 \cdot 10^8$  циклов, то значение предела контактной усталости будет порядка 4850 МПа (> в 4,5 раза). Аналогичную процедуру можно провести, приняв за критерий предельного состояния сближение осей образца и контробразца равное, соответственно, 50 и 30 мкм. Прогнозируемые результаты изображены соответствующими пунктирами. Согласно одному из прогнозов (а именно при  $\delta_c = 30$  мкм) предел контактной выносливости модели оценивается величиной  $p_f = 1900$  МПа, что в 1,8 раз отличается от результатов стендовых испытаний

$\sigma_{Hlim} = 1060$  МПа. В соответствии со вторым прогнозом ( $\delta_c = 50$  мкм) предел контактной выносливости  $p_f = 4200$  МПа, что в 4 раза больше  $\sigma_{Hlim}$ .

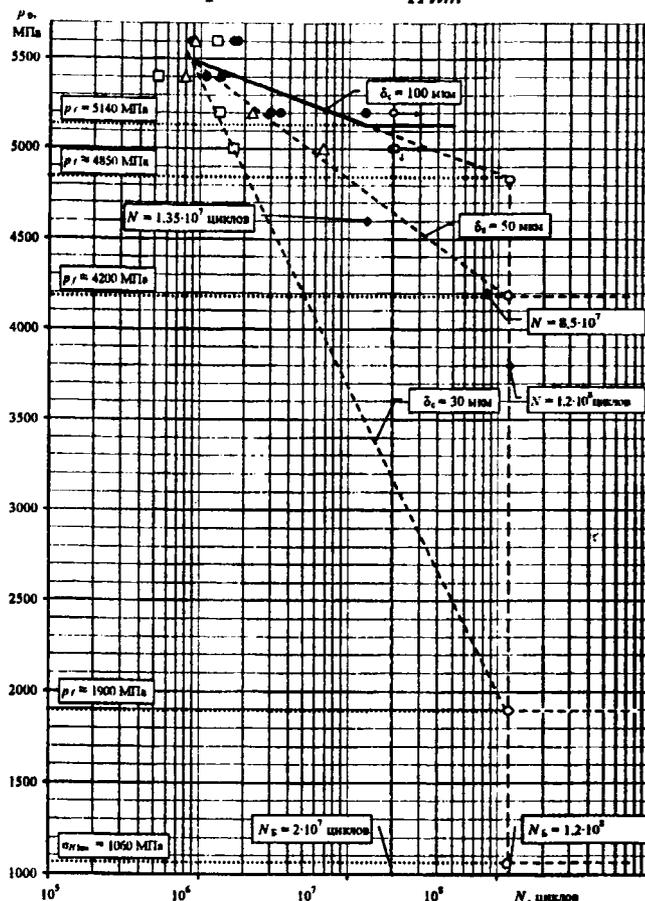


Рисунок 4 – Результаты стендовых и модельных испытаний на контактную усталость

Для перехода от модели к оценке предела контактной выносливости натуре требуется учесть влияние масштабного эффекта:

$$\bar{p}_{f\delta} = \frac{p_f}{K_M} \quad (8)$$

К сожалению, проблема оценки масштабного эффекта по (8) для случая контактнойсталости, по имеющимся данным, в литературе даже не поставлена. Поэтому в первом приближении примем, что  $K_M = 1,5$ . Если для зубчатого зацепления оправданным является прогноз при  $\delta_c = 30$  мкм, согласно формуле (8) получим

$$\bar{p}_{f\delta} = \frac{1900}{1,5} = 1270 \text{ МПа.} \quad (9)$$

Естественно, что проблема прогнозирования сопротивления контактной усталости остается все еще не решенной. По-нашему мнению, необходимо выполнить специальные исследования по оценке влияния размеров на сопротивление контактной усталости.

#### Выводы

На основании изложенных материалов можно сделать следующие заключения.

1. Метод стендовых и натуральных испытаний позволяет достаточно корректно установить характеристики сопротивления деформации и разрушению шестерен главной пары ведущего моста МАЗ-5440, а также произвести прогнозирование их надежности и долговечности. Однако данные испытания весьма трудоемки, дороги, а также длительны по времени. Метод дает ограниченные результаты, пригодные лишь применительно, например, к исследованию

дованному узлу с деталями заданных типоразмеров. При переходе к другим типоразмерам испытуемых объектов все исследования приходится заново повторять

2. Расчетный метод позволяет с достаточной для инженерных целей точностью произвести оценку выносливости зубчатых колес (по сроку службы, допускаемому и эквивалентному напряжению), а также проверку их прочности. Метод базируется на результатах натуральных и стендовых испытаний, которые, как было отмечено в п.1, пригодны лишь применительно к исследованному узлу с деталями заданных типоразмеров.

3. Перспективным является метод ускоренных испытаний малоразмерных моделей зубчатого зацепления. С помощью данного метода получают результаты, удовлетворительно коррелирующие с результатами соответствующих стендовых испытаний и не противоречащие теоретическим расчетам. К основным достоинствам метода можно отнести: расширение возможностей испытаний по количеству испытуемых объектов и снижение затрат.

4. По нашему мнению, наиболее обоснованным для решения рассматриваемой проблемы является комплексный подход, который включает рациональное использование всех трех методов, что и представлено в данном докладе.

## ЛИТЕРАТУРА

1. Цитович, И. С. Трансмиссии автомобилей / И.С. Цитович, И.В. Каноник, В.А. Вавуло – Мн.: «Наука и техника», 1979. – 256 с.
2. Трибофатика. Машины для износоусталостных испытаний. Общие технические требования: ГОСТ 30755-2001. – Введ. 01.07.02. – Минск: Межгос. совет по стандартизации, метрологии и сертификации: Белорус. гос. ин-т стандартизации и сертификации, 2002. – 8 с.
3. Трибофатика. Методы износоусталостных испытаний. Испытания на контактно-механическую усталость: ГОСТ 30754-2001. – Введ. 01.07.02. – Минск: Межгос. совет по стандартизации, метрологии и сертификации: Белорус. гос. ин-т стандартизации и сертификации, 2002. – 32 с.
4. Когаев В. П. Расчеты деталей машин и конструкций на прочность и долговечность: Справочник / В.П. Когаев, Н.А. Махутов, А.П. Гусенков – М.: Машиностроение, 1985. – 224 с.
5. Трощенко, В. Т. Сопротивление усталости металлов и сплавов: Справочник / В.Т. Трощенко, Л.А. Сосновский – К.: Наукова думка, 1987. –Т.1. –514 с.
6. Когаев, В. П. Расчеты на прочность при напряжениях, переменных во времени / В.П. Когаев – М.: Машиностроение, 1977. – 232 с.
7. Р 50-54-30-87 Расчеты и испытания на прочность. Методы испытаний на контактную усталость. – М.: Госстандарт СССР, ВНИИМАШ, 1988. –122 с.
8. Тюрин, С. А. Новый метод испытаний зубчатых колес на моделях / С. А. Тюрин, В. В. Комиссаров // Динамика, прочность и ресурс машин и конструкций (Тезисы докладов Международной научно-технической конференции). – Киев, 2005. Т.2. –С.347-348.
9. Жмайлик, В.А. Опыт обеспечения работоспособности зубчатых колес / В. А. Жмайлик, С. А. Тюрин, В. В. Комиссаров // Динаміка, міцність і надійність сільськогосподарських машин (Труди I Международной научно-технической конференции, 4-7 октября 2004 г., Тернополь, Украина). / Отв. Ред. В.Т. Трощенко. – Тернополь: Тернопольский государственный технический университет имени Ивана Пулюя, 2004. – С.337-342.
10. Махутов, Н. А. Метод совмещенных усталостных испытаний моделей зубчатых зацеплений / Н. А. Махутов, В. А. Жмайлик, С. А. Тюрин, В. В. Комиссаров // Заводская лаборатория. –2005. –Т.71. –№ 1. –С.55-57